

曲線高速台車の試作

High-speed Driving Trucks Specially Designed
for Curve Negotiations

永 弘 太 郎* 小 橋 正 人*
Tarô Nagahiro Masato Kobashi

元 永 光 一* 寺 田 勝 之*
Mitsukazu Motonaga Katsuyuki Terada

要 旨

日本国有鉄道において曲線通過速度向上をおもな目的とした591系在来線高速運転用試験電車(在高電車)が昭和45年3月に製作された。この在高電車は3車体4台車の連節車であり、このうちで両端台車の製作を日立製作所が担当した。リンクを使った台車回転装置によって、曲線における前軸外軌側の車輪の横圧が小さくなるようにした。これと同じ目的の輪軸かじ取りの検討もあわせて行ない、速度向上に有効な手段を選ぶことにした。連節車の内輪輪重抜けが過大にならないという計算結果を得た。ころを使った振り子装置によって、曲線における乗りごちがよくなるようにし、定置試験では、振り子装置の静止摩擦角は0.01 gぐらいに過ぎないという結果を得た。台車走行試験機による振動試験で、左右・ローリングは従来の電車とあまり差がないという結果を得た。また台車走行試験機で120 km/hまでの高速走行試験を行ない、だ行動を防止できることがわかった。

1. 緒 言

旅客列車の平均速度を向上させる最も効果的な方法は曲線の通過速度を上げることである。曲線通過高速車両として外国ではタルゴ(スペイン)の実用車をはじめとして多くの特殊な車両によって、かじ取り、独立車輪、連節車、振り子式、空気や油圧による車体の傾斜制御などが実施されている。国内では小田急線において連節車の実施、かじ取り方式の試験、油圧による車体の傾斜制御の試験などが行なわれている。その後、昭和43年に日本国有鉄道において、乗りごち向上のためのリンク装置による振動と横圧を減少させるための移動できる台車回転装置の試作台車の試験が行なわれ、これにより曲線通過高速車両の見通しが得られた。

今回の在高電車の設計上の特長はころによる振り子装置と移動できる台車回転装置を備えていることおよび輪軸の自動かじ取りを行なう軸箱支持装置の試験ができるようにしたことである。おもに行なわれた検討および試験は次のようになる。

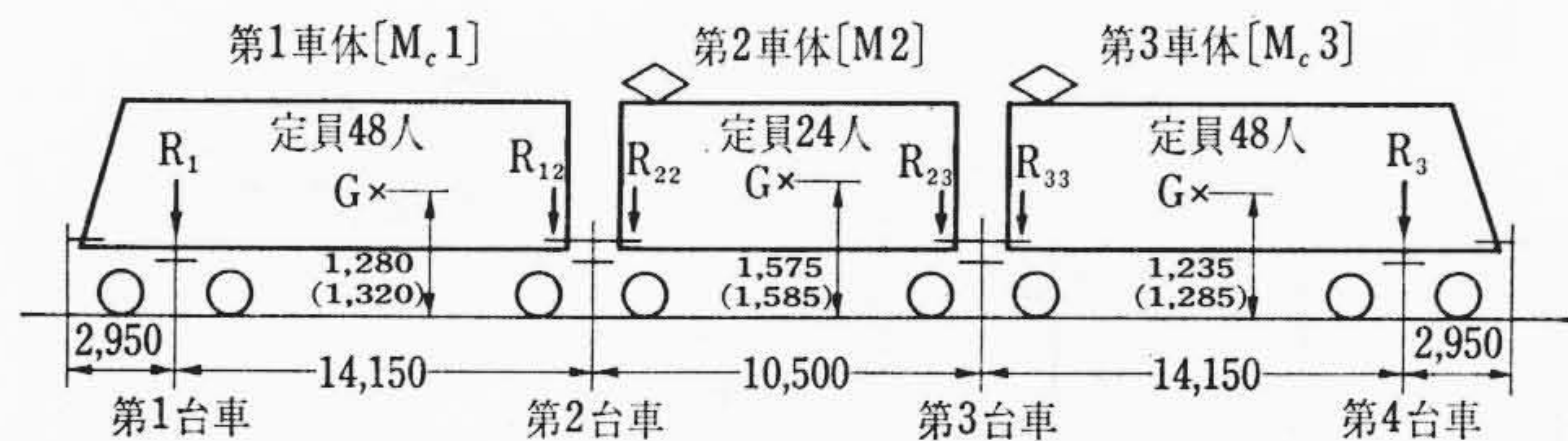
- (1) 移動できる台車回転装置の設計
- (2) 輪軸の自動かじ取りを行なう軸箱支持装置の横圧の検討
- (3) 静的輪重抜けの検討
- (4) 振り子装置の設計および摩擦の影響を確認するための定置試験
- (5) 振動試験機による高速走行試験

2. 在高電車の編成と仕様

在高電車は1台車あたりの車両の長さを従来の特急電車並みにした3車体4台車の連節車であり、設計時のおもな寸法と仕様は図1のようになっている。車体が軽合金を主体としていることおよび車体の機器が軽量化されたことなどによって軸重13 t以下という目標をじゅうぶんに満足している。台わく位置を従来の特急電車より100 mm下げたことや機器をできるだけ床下に取り付けるような配置にしたことによって、Mc 1車とMc 3車のレール面上の車体重心位置は従来の特急電車より約300 mm低くなっている。M 2車のレール面上の車体重心位置が高いのは、床下機器が少ないためである。

連節部では連節台車に対して前後の車体が同一の中心ピンによ

* 日立製作所笠戸工場



車体重量	R ₁	R ₁₂	R ₂₂	R ₂₃	R ₃₃	R ₃
空 車 時	12,720	7,780	5,060	5,060	8,250	13,090
定 員 時	14,400	9,460	5,900	5,900	9,930	14,770

Gは車体重心位置 () 外は空車時 () 内は定員時

図1 在高電車のおもな寸法と車体重量

て連結されていて、3両がいっしょにローリングするようになっている。ころ装置の振り子の中心は4台車とも、座席における乗客の頭の位置付近で、空車時レール面上2,100 mmになっている。3車体分の車体のレール面上の重心位置は空車時1,320 mm、定員時1,360 mmになり、3車体分の振り子の長さは空車時780 mmである。

在高台車(DT 94~96)の仕様をまとめると表1のようになり、車体と台車の断面模型は図2のようになっている。第4台車の外観は図3に示すとおりである。

連節台車は2台車ともに同一であるが、両端台車は第1台車と第4台車の構造がかなり異なっている。両端台車と連節台車の大きく異なる点は揺れまくら装置であり、両端台車の台車回転装置(中心ピン)はまくらバネよりも下側にあるが、連節台車の台車回転装置(中心ピン)はまくらバネよりも上側にある。両端台車のころは回転ばりの上側に設置しており、連節台車のころは台車わくの上側に設置している。両台車ともにこのころを使用した揺れまくら装置で車体を振り子させる。

3. 横圧を下げるための方法

曲線走行時における前軸外軌側の横圧を減少させるため、両端台車の台車回転装置は台車の回転中心を前後に移動できるようになっており、連節部には連節台車のかじ取り装置が設けてあり、第4台車では輪軸の自動かじ取りを行なう軸箱支持装置の試験ができるようになっている。

表1 在高台車の仕様

台車		第1台車 (DT 94 形)	第2・3台車 (DT 96 形)	第4台車 (DT 95 形)
項 目	上	こ	こ	こ
	下	ろ	ろ	ろ
	左	ころ・ストッパ・ダンパ	ころ・ストッパ・ダンパ	ころ・ストッパ・ダンパ
振り子装置	右	ころ・ストッパ・ダンパ	ころ・ストッパ・ダンパ	ころ・ストッパ・ダンパ
	前	ボルスタアンカー	ボルスタアンカー	ボルスタアンカー
	後	ボルスタアンカー	ボルスタアンカー	ボルスタアンカー
台車回転装置・側受	上	側受空気バネ・側受	大径心血式側受	側
	下	側受空気バネ・側受	大径心血式側受	受
	左	台車回転中心移動	心血・かじ取り	中心ピン移動
バネ	右	台車回転中心移動	心血・かじ取り	中心ピン移動
	前	台車回転中心移動	心血・かじ取り	中心ピン移動
	後	台車回転中心移動	心血・かじ取り	中心ピン移動
軸箱支持装置	軸	コイルバネ	コイルバネ	コイルバネ
	バネ	コイルバネ	コイルバネ	コイルバネ
	まくらバネ	空気バネ	空気バネ	空気バネ
軸箱支持装置	ウイング	ウイング	偏 心	ウイング
	支 持	支持板・アンカー	支持板・リンク	支持板・アンカー
	支 持	支持板・アンカー	支持板・リンク	支持板・アンカー
軸 距 (mm)		2,300	2,100	2,100
軸 受 左 右 間 隔 (mm)		1,640	1,640	1,640
車 輪 直 径 (mm)		860	860	860
振り子中心高さ (レール面上・空車時) (mm)		2,100	2,100	2,100
重 量	台 車 (kg)	8,900	8,300	8,700
	軸バネ上 (kg)	4,700	4,100	4,500
	軸バネ下 (kg)	4,200	4,200	4,200

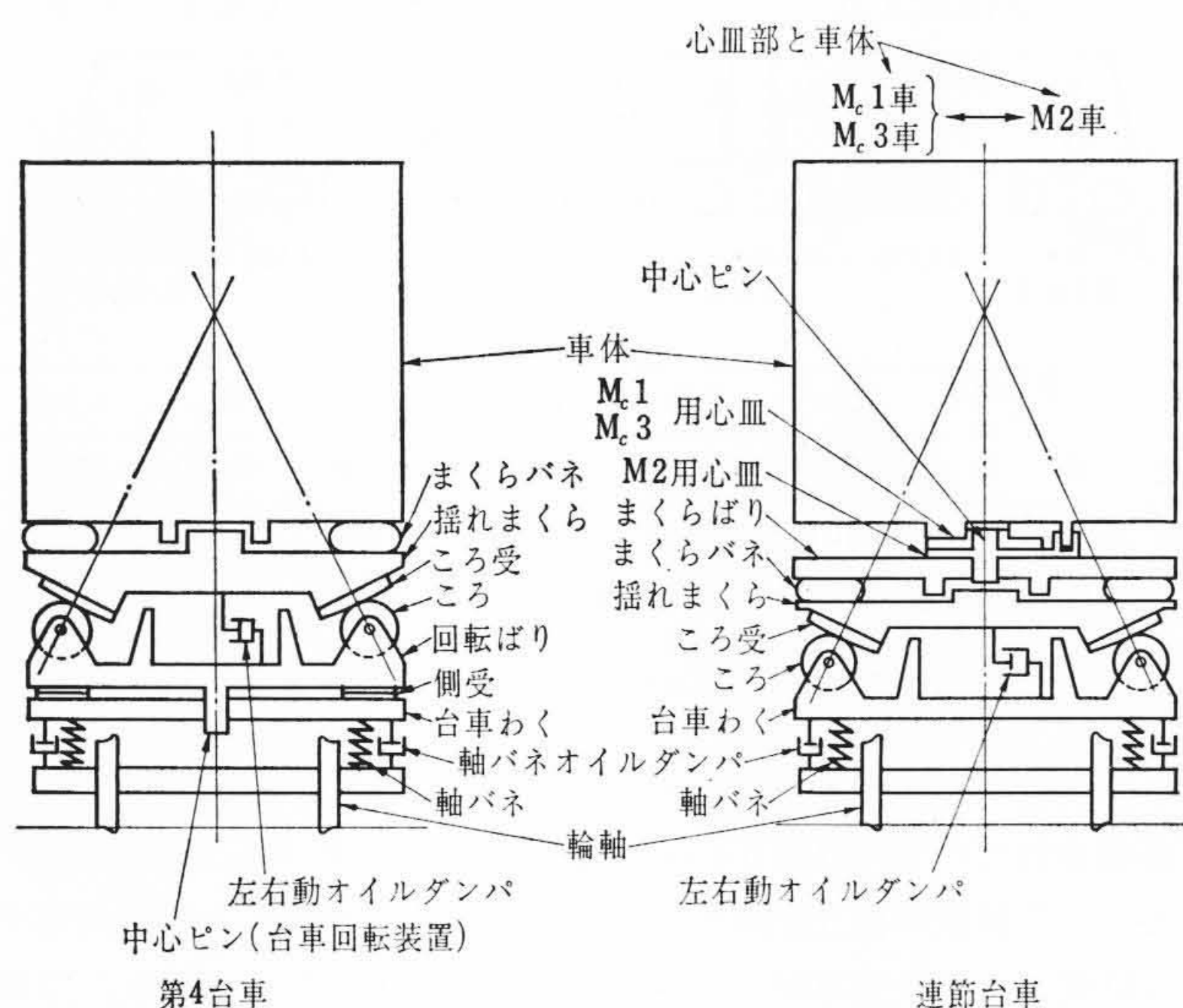


図2 車体と台車の断面模型

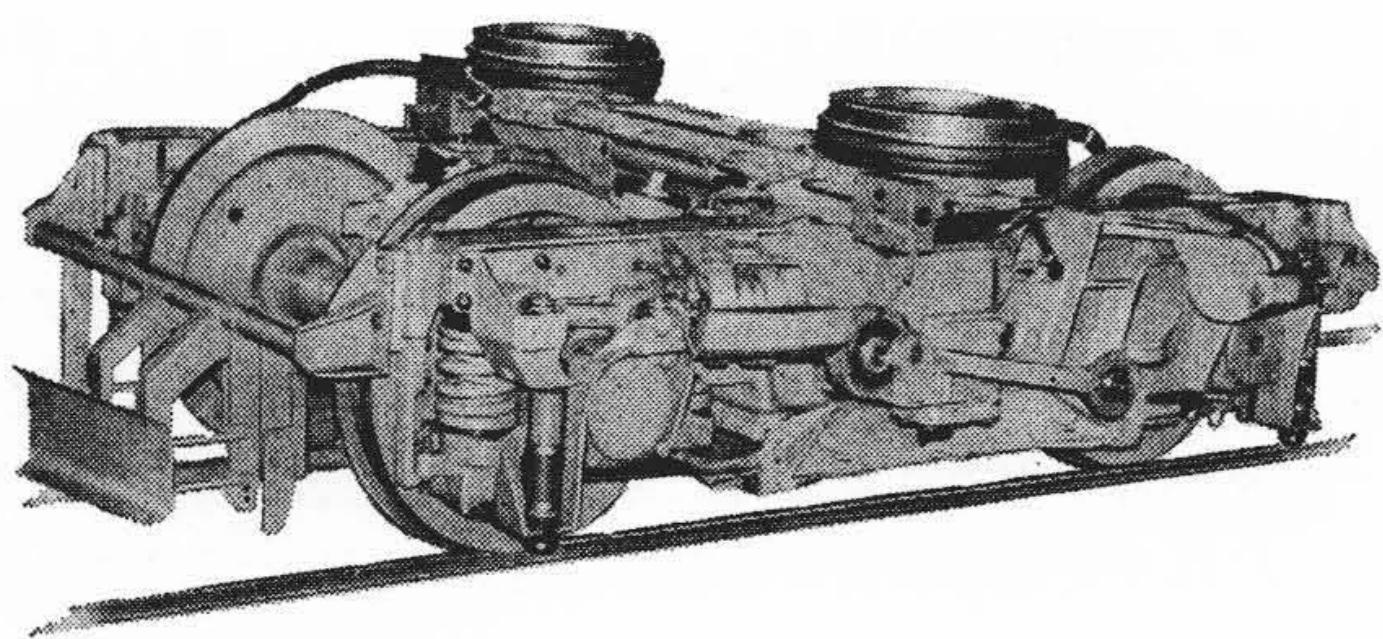


図3 第4台車

第1台車の台車回転装置は図4のようなリンクを使った構造である。回転ばりと台車わくの間がZ形リンク(3本のリンクの組合せ)と別の1本のリンク(転換リンク)によって連結されている。Z形リンクの中央のリンクの中心に回転ばりの中心ピンが組み込まれ、これは近似的に左右方向に自由に動くことができるが、転換リンクによって左右の動きは規制され、台車わくと回転ばりはZ形リンクと転換リンクによって回転中心が決まることになる。転換リンクの

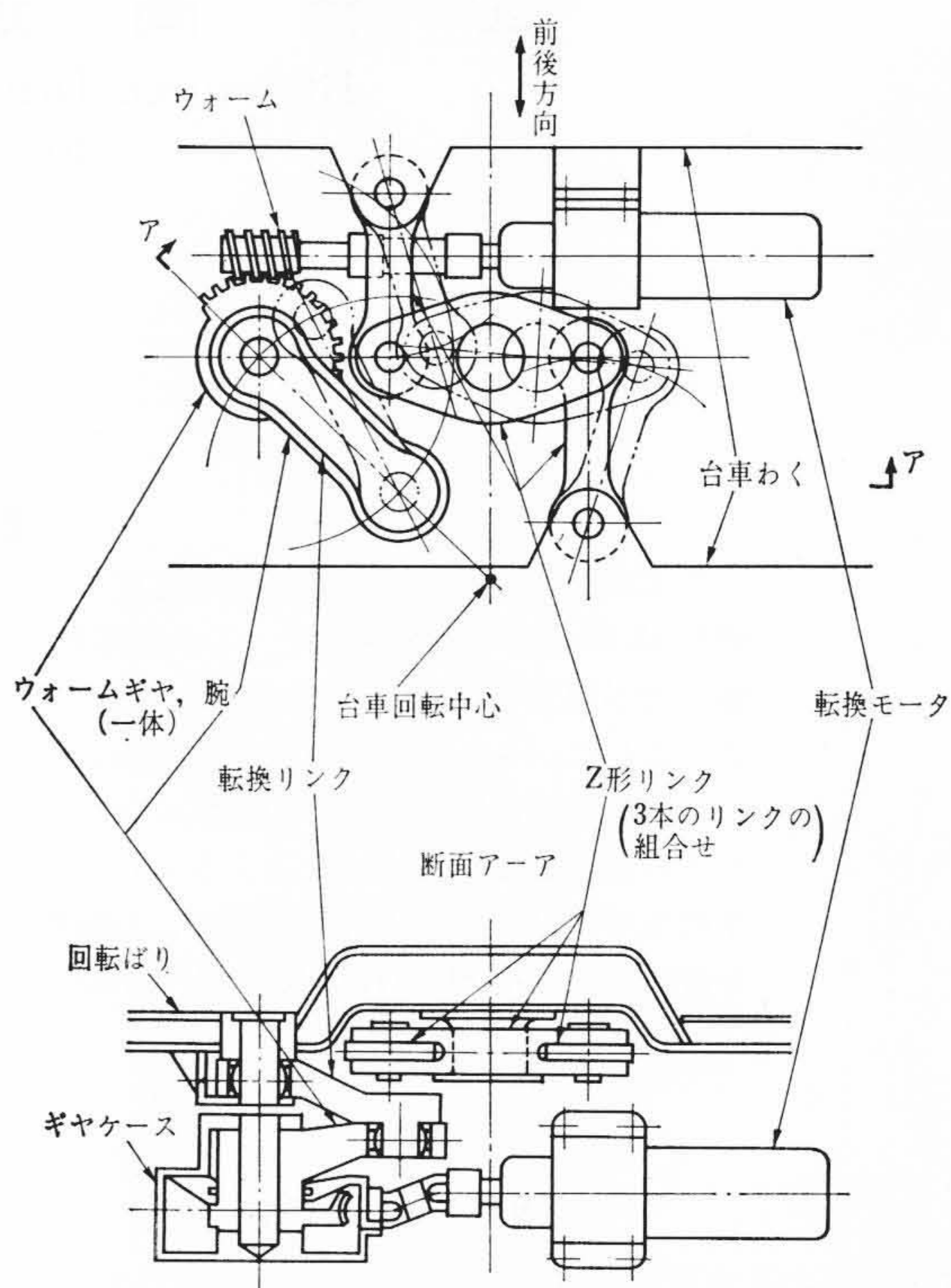
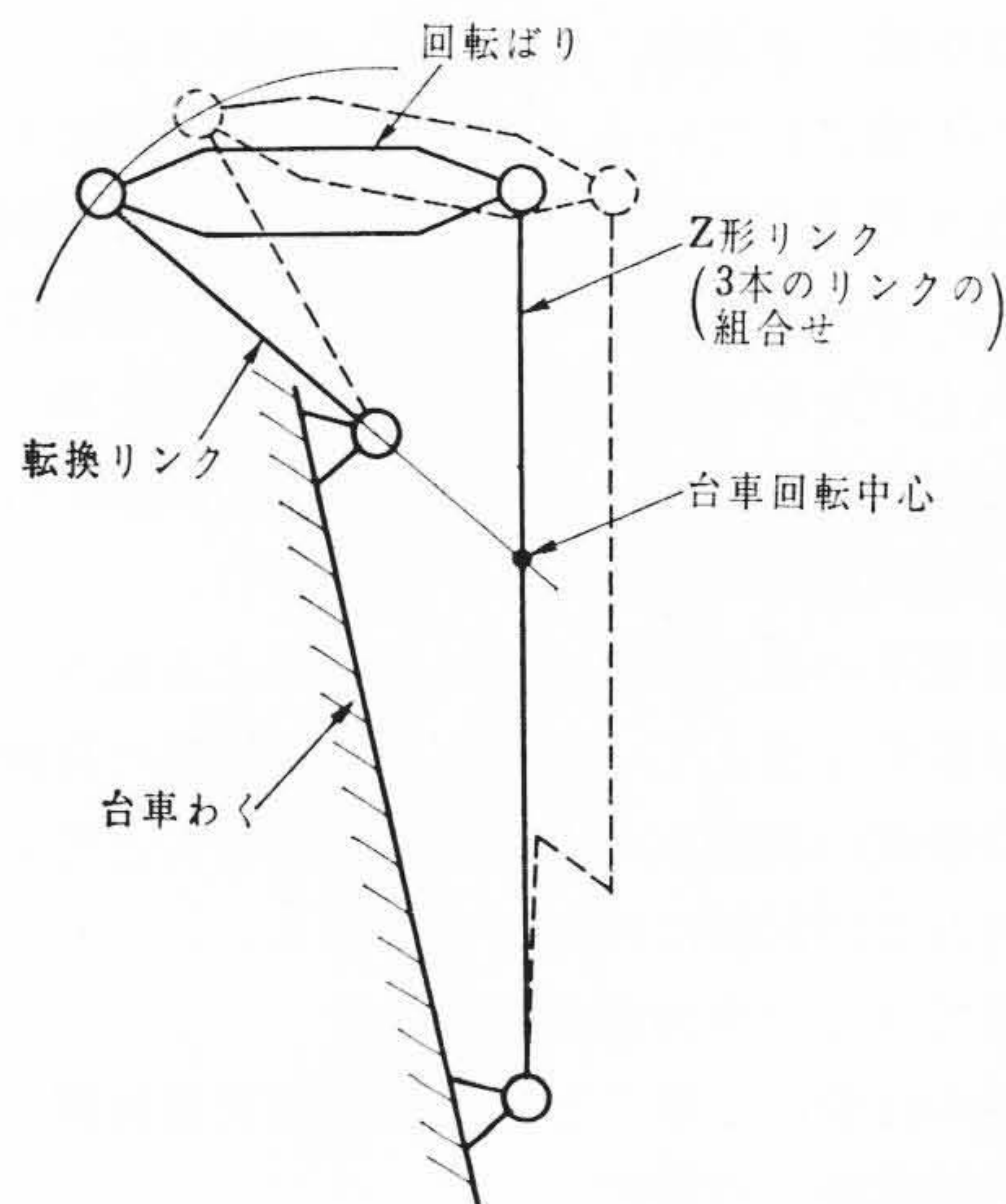
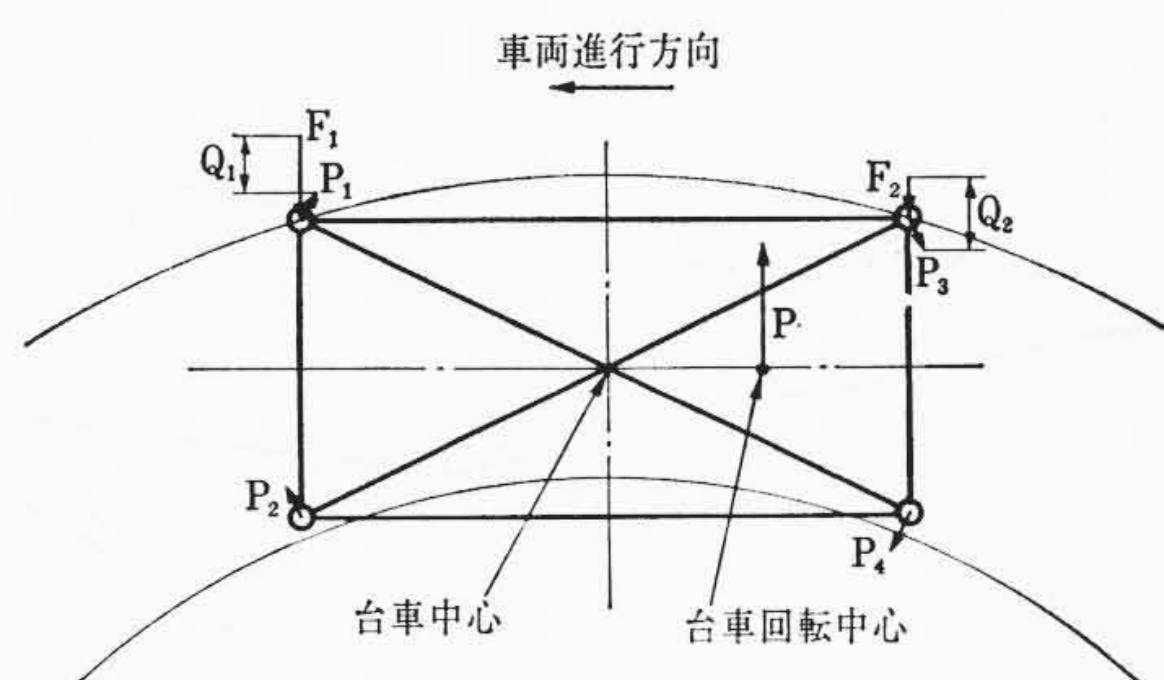
平面図
(回転ばりとギヤケースを省略している。)

図4 台車回転装置(第1台車)

図5 台車回転装置機構の
模型化(第1台車)

台車わく側の点はウォームギヤと一体の腕の先端であり、このウォームギヤを回転させることによって台車の回転中心を前後に移動できるようになっている。この台車回転装置を簡略化すれば図5のようにZ形リンクが近似的には1本の非常に長いリンクになり、台車回転装置は4リンク機構とほとんど同じになる。リンクの動きは実線から破線のような動きになって、回転ばりが台車回転中心をほぼ中心にして回転することになる。前後方向の力はほとんどZ形リンクだけで伝達されることになり、左右方向の力は転換リンクの方向とZ形リンクの分担する前後の方向の2方向の分力になって転換リンクとZ形リンクの両方で伝達することになる。ウォームギヤを回転させて転換リンクを真横に向けると台車回転中心は台車の中央にあることになり、この場合の台車回転装置は普通の台車と同じであるとみなされる。第1台車の回転中心は前後500mmまで自由に移動できるようにしている。



P: 車体から台車に伝わる力 (超過遠心力など)
 P₁~P₄: 各車輪とレールの間のすべりによる摩擦力
 F₁, F₂: フランジがレールから受ける力
 Q₁, Q₂: レールから車輪に与える横圧

図6 曲線において台車に作用する力

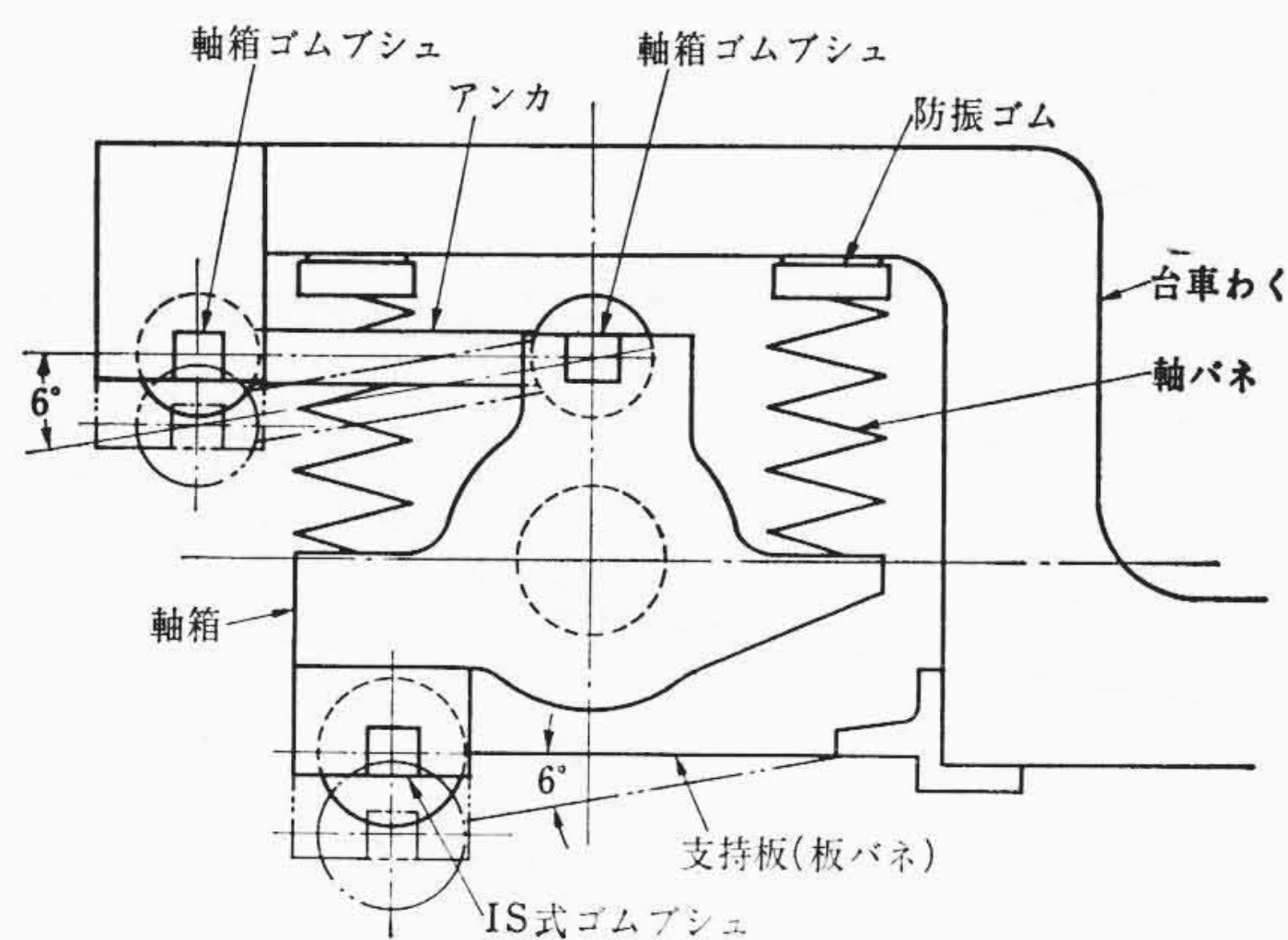


図7 軸箱支持装置

第4台車の台車回転装置は中心ピンを下側から差し替えることによって、台車中央と前後250mmの位置の3個所のうちで、どの位置にでも回転中心を移動できるようになっている。

台車の回転中心を後軸側に移動させた場合の台車に作用する力は図6のようになる。すなわち、車体から台車に伝わる左右方向の力は台車の回転中心において伝わるので、この台車の回転中心を後軸側にずらして前軸外軌側の横圧を減少させようとするものである。図6において前軸と後軸の外軌側の横圧が $Q_1=Q_2$ になるように台車の回転中心を選定するのがいちばん良いということになる。台車の回転中心を移動させる試験はTR96形台車(台車回転装置としてハの字形のリンクを使用)によって行なわれた⁽¹⁾。この試験によって台車の回転中心を後軸側に移動させれば前軸の横圧が減少するということが確認され、台車の回転中心を後軸付近にすれば後軸の横圧が過大になって後ろにずらし過ぎることになるということがわかっていく。

上下荷重は台車の中央にかかっていて、側受の摩擦力で左右方向の力が伝達されることになれば、台車の回転中心を移動させた効果が現われないことも考えられるので、第1台車では側受にかかる荷重を変えられるようにするため、横剛性の小さい空気バネの中に側受を取り付けた。

両端台車の軸箱支持装置は図7のようにウィングバネであり、軸箱の下側において左右と前後にかたいゴムブッシュ(IS式ゴムブッシュと呼ばれている)を直列に入れた支持板(板バネ)で軸箱と台車わくを連結しており、軸箱の上部と台車わくの間を両端にゴムブッシュ(軸箱ゴムブッシュと呼ぶ)を入れたアンカーによって連結している。前後方向の力は支持板とアンカーの両方で伝達することになり、軸箱ゴムブッシュの左右方向のバネ定数が小さいため左右方向の力はほとんど支持板だけで伝達することになる。

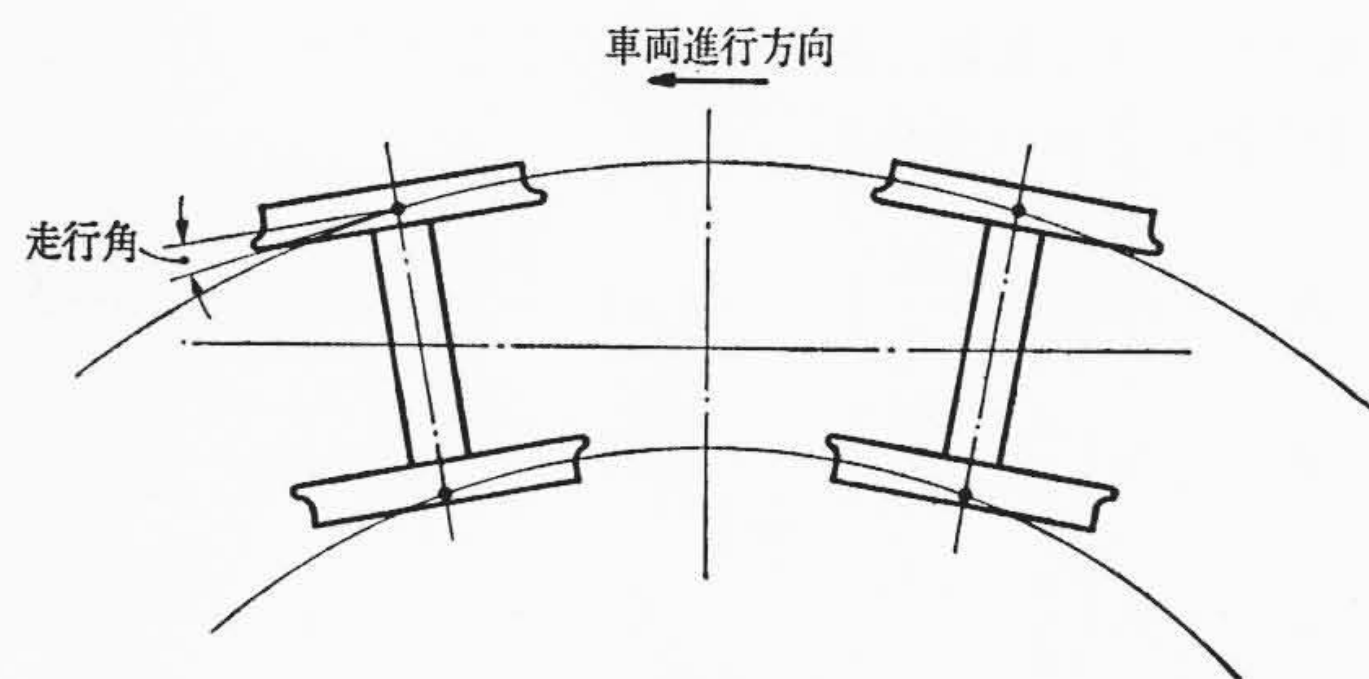


図8 曲線における輪軸の自動かじ取り

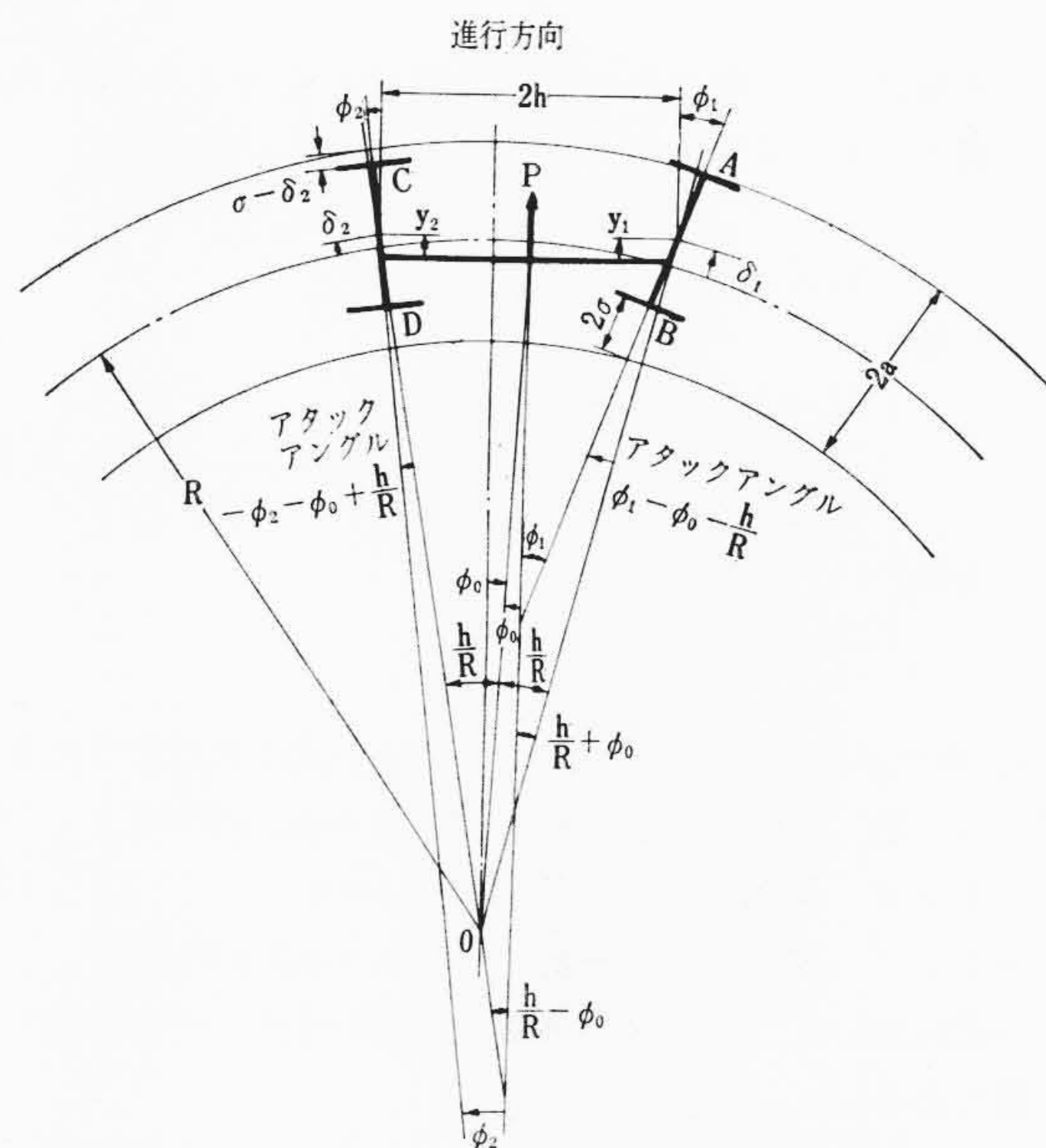


図9 曲線における輪軸かじ取りの状態

第4台車の軸箱支持装置は曲線走行時に輪軸の自動かじ取りを行なうため、支持板とアンカーを図7の二点鎖線のように6度傾斜できるように関係部品をそろえている。これは軸バネ荷重が増加すれば軸距が伸び、軸バネ荷重が減少すれば軸距が縮むように支持板とアンカーを傾斜させるものである。図8に示すように曲線通過時の超過遠心力によって外軌側の軸距を内軌側の軸距より長くして前軸外軌側の車輪の走行角を小さくして横圧を減少させるように輪軸の自動かじ取りを行なうものである。この輪軸の自動かじ取りによって前軸外軌側の車輪の横圧を減少させることができれば、台車回転装置は普通を中心ピンを使用したもので良いということになる可能性もある。これについては現車での確認を行なう予定になっているが、低速における動作、ローリングの影響などを明確にする必要がある。

支持板を6度傾斜させたときの定常横圧に対する軸箱支持の左右、前後弾性の影響について、クリープ力を使って計算することができる。図9は曲線走行中の2輪軸と台車わくの状態を示したものである。ここで使う記号として、 y_1 と y_2 は台車わくに対する前後軸の左右変位、 δ_1 と δ_2 は軌道中心に対する前後軸の左右変位、 ϕ_1 と ϕ_2 は台車わくに対する前後軸の角変位、 ϕ_0 は曲線中心0から台車わくへの垂線と0から台車中心への直線とのなす角、 θ は台車のローリング角、 R は曲線半径、 r は車輪半径、 λ は踏面こう配、 $2a$ は踏面接触点間隔、 $2h$ は台車の軸距、 2σ はフランジクリアランス、 P は超過遠心力、 F_1 と F_2 は前後軸に作用するフランジ力、 Y_1 と Y_2 は前後軸の横圧、 N_1 と N_2 は車輪踏面の力による垂直軸まわりのモーメントであり、 f_A , f_B , f_C , f_D は各車輪のクリープ係数で、1軸分のクリープ係数は $f=f_A+f_B=f_C+f_D$ である。

各車輪に作用する前後、左右両方向の力をクリープ力とフランジ力で示すと次のとおりである。

$$\left. \begin{array}{l} \text{前後} \\ \text{左右} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{A: } -f_A \left(\frac{a}{R} - \frac{\lambda \delta_1}{r} \right) \\ \text{B: } f_B \left(\frac{a}{R} - \frac{\lambda \delta_1}{r} \right) \\ \text{C: } -f_C \left(\frac{a}{R} - \frac{\lambda \delta_2}{r} \right) \\ \text{D: } f_D \left(\frac{a}{R} - \frac{\lambda \delta_2}{r} \right) \end{array} \left. \begin{array}{l} \text{A: } -f_A \left(\phi_1 - \phi_0 - \frac{h}{R} \right) - F_1 \\ \text{B: } -f_B \left(\phi_1 - \phi_0 - \frac{h}{R} \right) \\ \text{C: } -f_C \left(-\phi_2 - \phi_0 + \frac{h}{R} \right) - F_2 \\ \text{D: } -f_D \left(-\phi_2 - \phi_0 + \frac{h}{R} \right) \end{array} \right\} \dots (1)$$

(i) 車輪Aのみ外軌フランジが接触する場合 ($F_1 > 0$, $F_2 = 0$)
横圧とモーメントをクリープ係数を使って示すと、

$$\left. \begin{array}{l} \text{前軸} \\ \text{後軸} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} Y_1 = -f \left(\phi_1 - \phi_0 - \frac{h}{R} \right) - F_1 \\ N_1 = f \left(\frac{a}{R} - \frac{\lambda \sigma}{R} \right) a \\ Y_2 = -f \left(-\phi_2 - \phi_0 + \frac{h}{R} \right) \\ N_2 = f \left(\frac{a}{R} - \frac{\lambda \delta_2}{R} \right) a \end{array} \right\} \dots (2)$$

左右、ヨーイング、ローリングのつり合い式は次のようになる。

$$\left. \begin{array}{l} \text{左} \\ \text{右} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} E_1 \theta + E_2 (y_1 + y_2) + E_3 (\phi_1 + \phi_2) + P = 0 \\ E_4 (y_1 - y_2) + E_5 (\phi_1 - \phi_2) = 0 \\ E_6 \theta + E_7 (y_1 + y_2) + E_8 (\phi_1 + \phi_2) + P = 0 \end{array} \right\} \dots (3)$$

(3)式において、 E_i は車体重量、各部の寸法、バネ常数で決まる定数である。

(2)式と(3)式から横圧とモーメントは次のようになる。

$$\left. \begin{array}{l} \text{前軸} \\ \text{後軸} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} Y_1 = G_1 y_1 + G_2 y_2 + G_3 \phi_1 + G_4 \phi_2 + G_5 P \\ N_1 = H_1 y_1 + H_2 y_2 + H_3 \phi_1 + H_4 \phi_2 + H_5 P \\ Y_2 = G_2 y_1 + G_1 y_2 + G_4 \phi_1 + G_3 \phi_2 + G_5 P \\ N_2 = -(H_2 y_1 + H_1 y_2 + H_4 \phi_1 + H_3 \phi_2 + H_5 P) \end{array} \right\} \dots (4)$$

(4)式において G_i と H_i は車体重量、各部の寸法、バネ常数で決まる定数である。左右方向の変位について、下記の関係がある。

$$\sigma - y_1 - 2h\phi_0 + y_2 = \delta_2 \dots (5)$$

(ii) 車輪Aの外軌フランジが接触し、車輪CまたはDのフランジが接触する場合 ($F_1 > 0$, $F_2 > 0$ または $F_2 < 0$)

この場合、(2)式の Y_2 と N_2 および (5) 式の関係が次のようになる。

$$\left. \begin{array}{l} Y_2 = -f \left(-\phi_2 - \phi_0 + \frac{h}{R} \right) - F_2 \\ N_2 = f \left(\frac{a}{R} - \frac{\lambda \sigma}{r} \right) a \end{array} \right\} \dots (6)$$

$$\sigma - y_1 - 2h\phi_0 + y_2 = \pm \sigma \dots (7)$$

(6), (7)式の符号で上側は $F_2 > 0$, 下側は $F_2 < 0$ のときである。

(3)式以下の連立方程式から $\theta, y_1, y_2, \phi_1, \phi_2, \phi_0, F_1$ と δ_2 または F_2 を求め、(1)式によって各車輪の横圧を求める。

第4台車のおもな数値は、車体重量 15 t, $2h = 2,100$ mm, レール上車体重心高さ 1,300 mm, $\lambda = 0.05$, $r = 430$ mm, $2\sigma = 30$ mm, $2a = 1,120$ mm, $f = 920$ t, IS 式ゴムブシュ 1 個あたりの前後弾性 2,000 kg/mm, 左右弾性 850 kg/mm, 軸箱ゴムブシュ 1 個あたりの前後弾性 3,200 kg/mm, 左右弾性 250 kg/mm である。支持板の傾斜角 6 度で、 $R = 400$ m, カント 115 mm を走行する場合、軸箱ゴムブシュを変えないで IS 式ゴムブシュの前後弾性 K_{ax} , 左右弾性 K_{ay} の横圧に対する影響は図 10 のようになる。図 10 で Q_{10} と Q_{20} は前後軸外軌側の車輪横圧を示している。

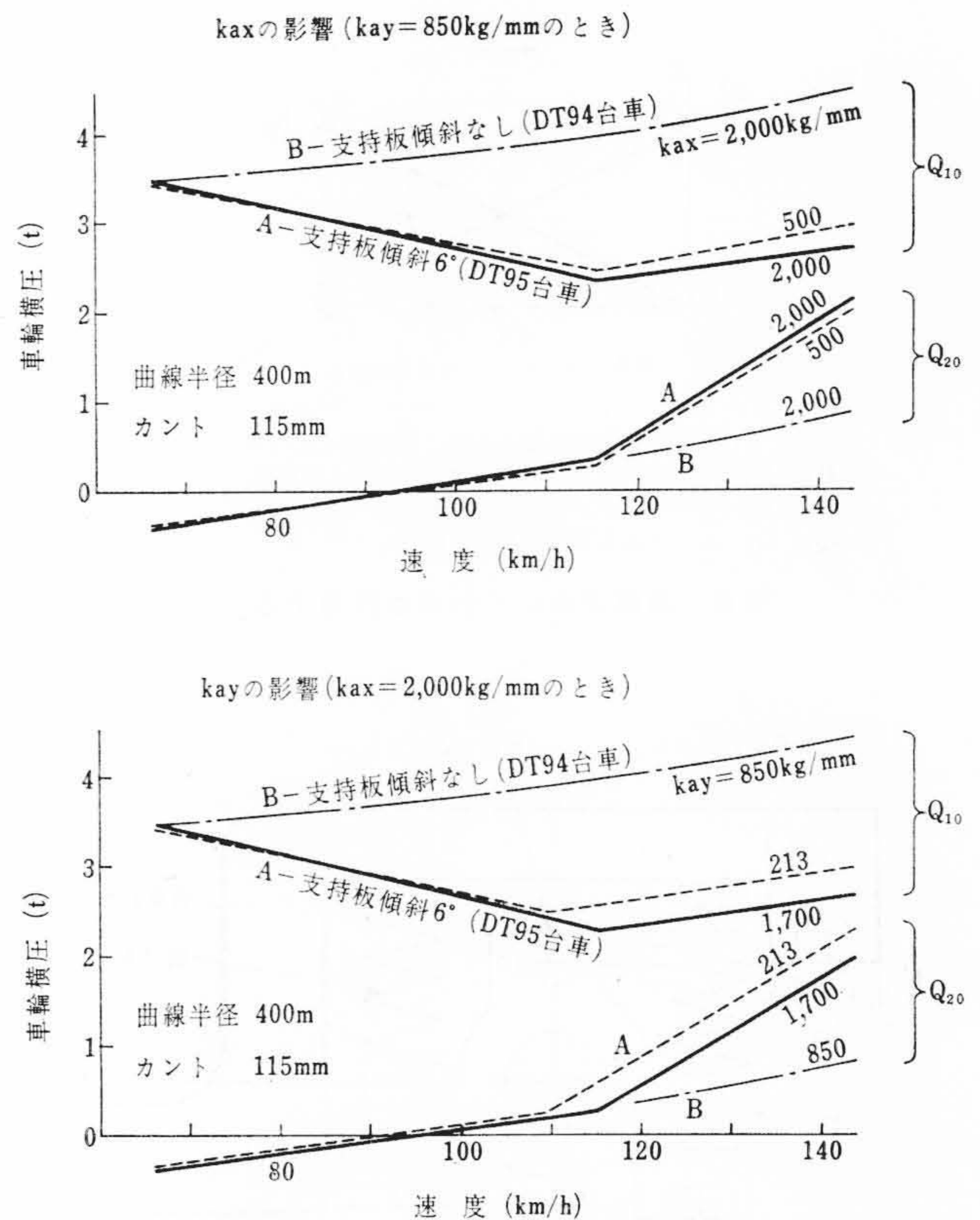


図 10 輪軸かじ取りによる車輪横圧の計算結果

支持板を 6 度傾斜させた場合の Q_{10} は速度とともに減少し、110 ~ 115 km/h 付近から増加しはじめる。これはこの速度からはじめて後軸の外軌輪フランジがレールに当たりはじめるため、 Q_{20} も急に増加しはじめる。支持板の傾斜も台車回転中心の前後移動も行なわない場合の DT 94 台車では、 Q_{10} は速度とともに増加する。 $R = 400$ m の制限速度は 75 km/h であり、さらに速度を上げても、輪軸のかじ取りによって Q_{10} は増加しない。速度を 20 km/h 向上させて、95 km/h で走行する場合、輪軸のかじ取りにより、かじ取りしない場合より約 22% の横圧軽減が見込まれる。輪軸のかじ取りについても試験で確認されることになっている。

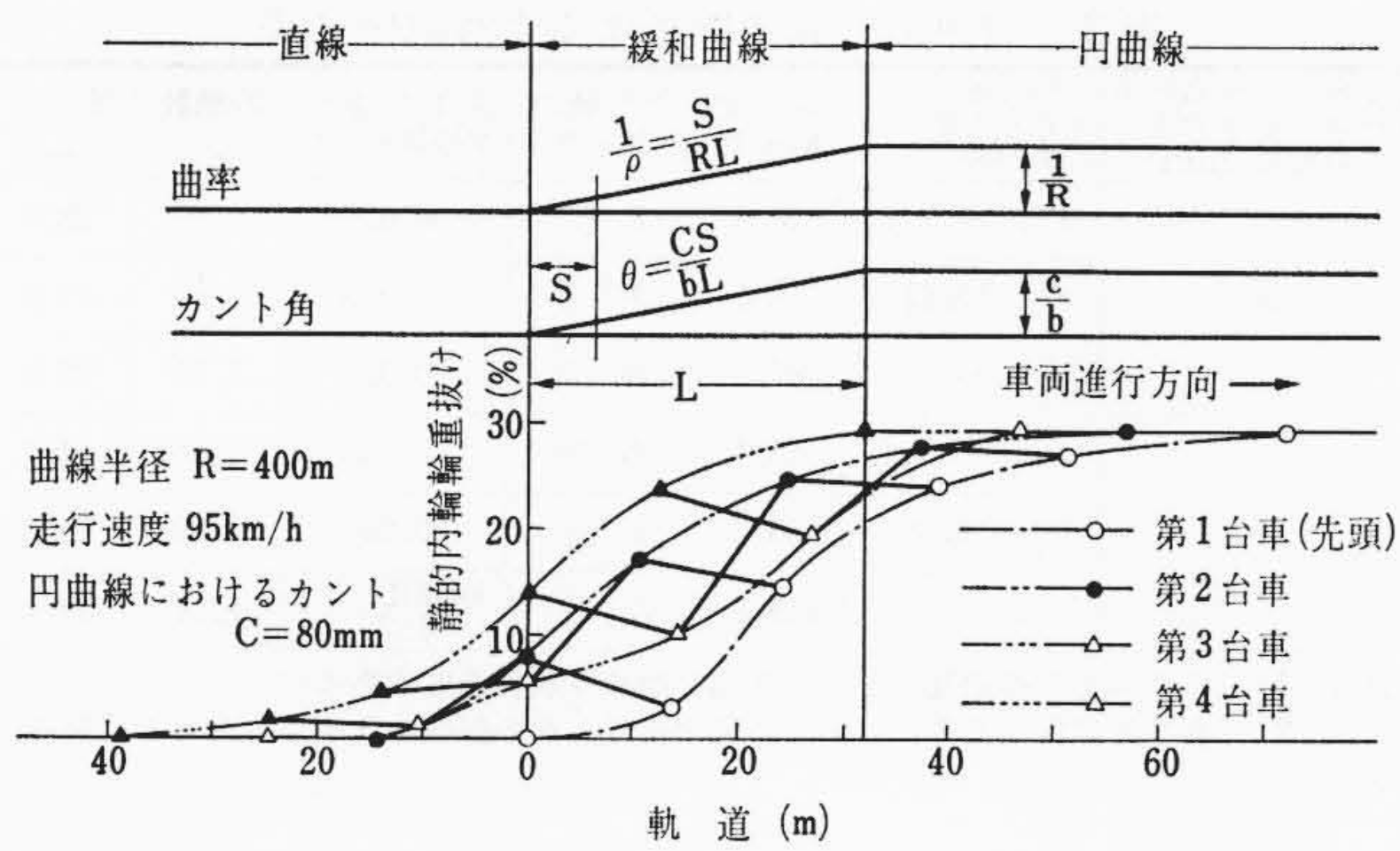
4. 静的輪重抜けの検討

連節部では前後の車体が同一の中心ピンによって連結されていて、前後軸まわりには前後の車体の間では相対変位ができないことになり、3 車体がいっしょにローリングすることになるので、緩和曲線で静的輪重抜けが大きくなることはないか検討した。

半径 400 m の曲線を現行の制限速度より 20 km/h 向上させた 95 km/h で走行する場合について内輪の輪重抜けを計算すると図 11 のようになる。図 11 は直線、緩和曲線、円曲線について求めたものであり、 R は円曲線の半径、 ρ は緩和曲線の任意の点における曲線半径、 C は円曲線のカント、 b は車輪踏面左右間隔、 θ は緩和曲線の任意の点におけるカント角をそれぞれ示している。静的輪重抜けの許容限度⁽²⁾は平均輪重の 60% であるので図 11 の結果から静的には問題なさそうであり、極端に輪重の抜ける台車もないので 3 車体がいっしょにローリングしてもよいことになるし、実際には車体のねじりで逃げると思われる。

5. 振り子装置

振り子を形成するところ受の断面は図 12 のようになっており、ところ受は線接触であり、ころはニードルベアリングとス



- 計算においては下記のように仮定している。
- (1) 心皿の摩擦抵抗はないものとする。
 - (2) まくらバネの横剛性は無限大とし、まくらバネの左右変位はないものとする。
 - (3) 車体のねじり剛性を無限大とする。
 - (4) 台車の重量は無視する。

図11 静的内輪輪重抜け計算結果

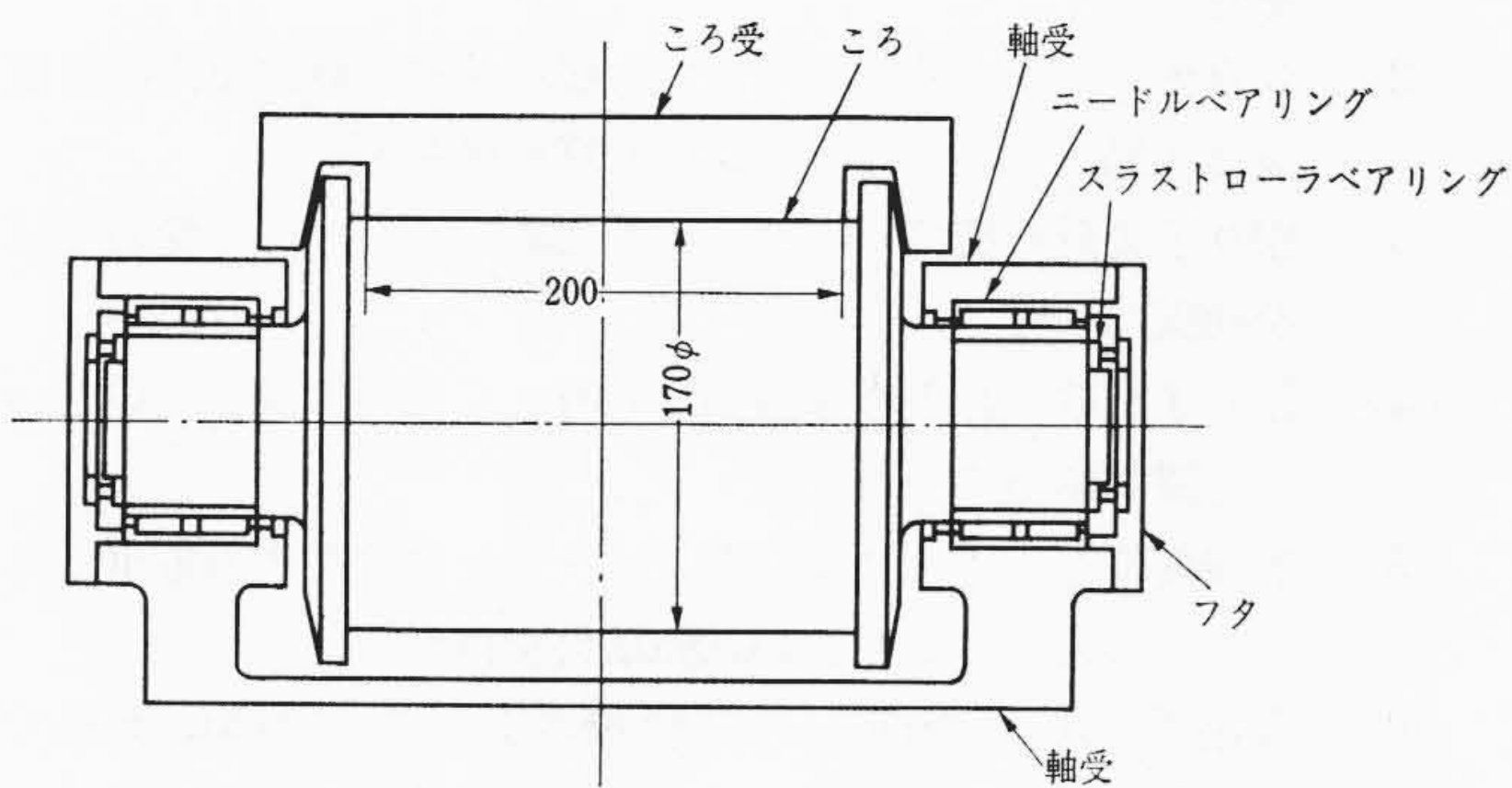


図12 ころところ受の断面

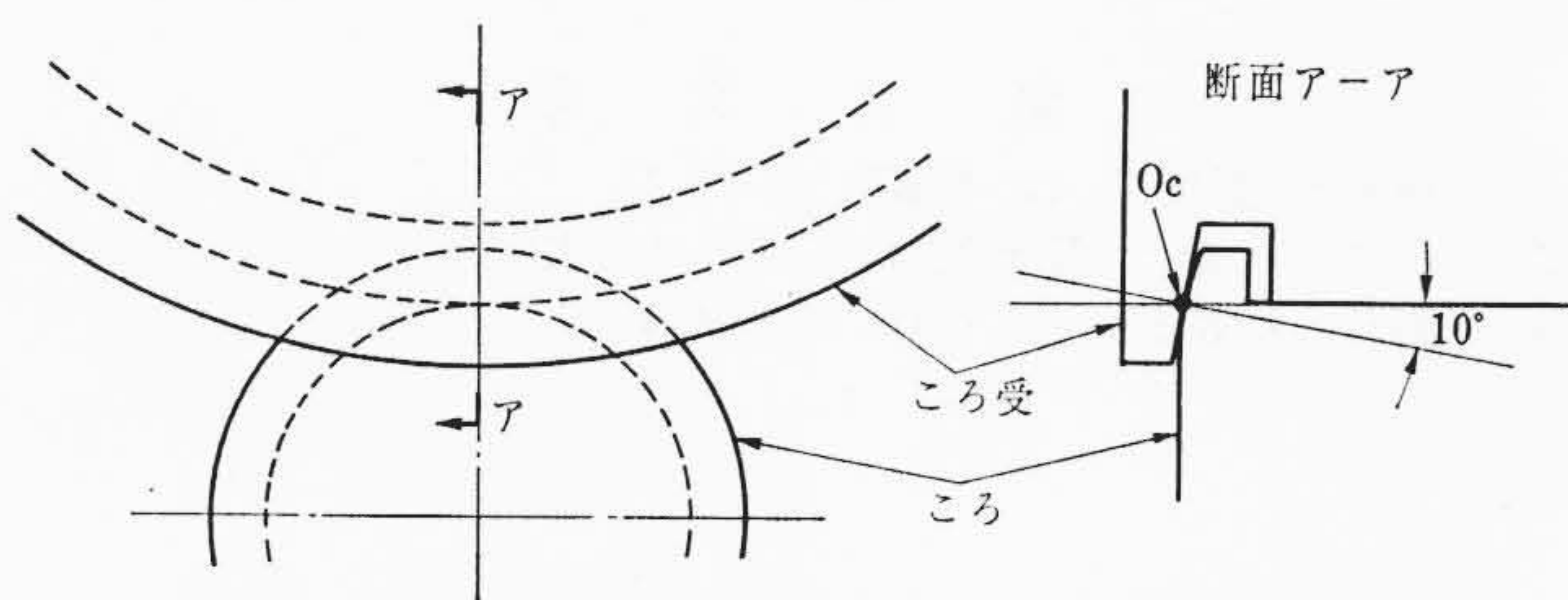


図13 ころところ受のつばの形状

ラストローラベアリングによって軸受にささえられている。ころところ受の間で前後方向の力は図13のような曲面のつばによって伝達されており、つばの接触は O_c 点付近だけであって接触部は近似的な円になる。ころところ受のつばをころところ受の転動面の軸線に垂直な平面にすればころのつばの外周ところ受のつばの外周で囲まれた部分でころところ受のつばが接触することになり、ころの転動面の軸線ところ受の転動面の軸線の間の平行が少しでも狂えばころところ受のつばの接触は接触部の全面では行なわれないことになり、局部的に面圧が大きくなることも考えられる。ころところ受のつばの接触部はすべり摩擦になり、このすべり摩擦が振り子作用の抵抗になるので、ころところ受のつばの接触がころの転動面ところ受の転動面の接触している線上に近い部分で行なわれるほど抵抗が小さいことになる。このような考え方から図13のつばの形状にしており、ころのつばところ受のつばが、ころところ受の接触してい

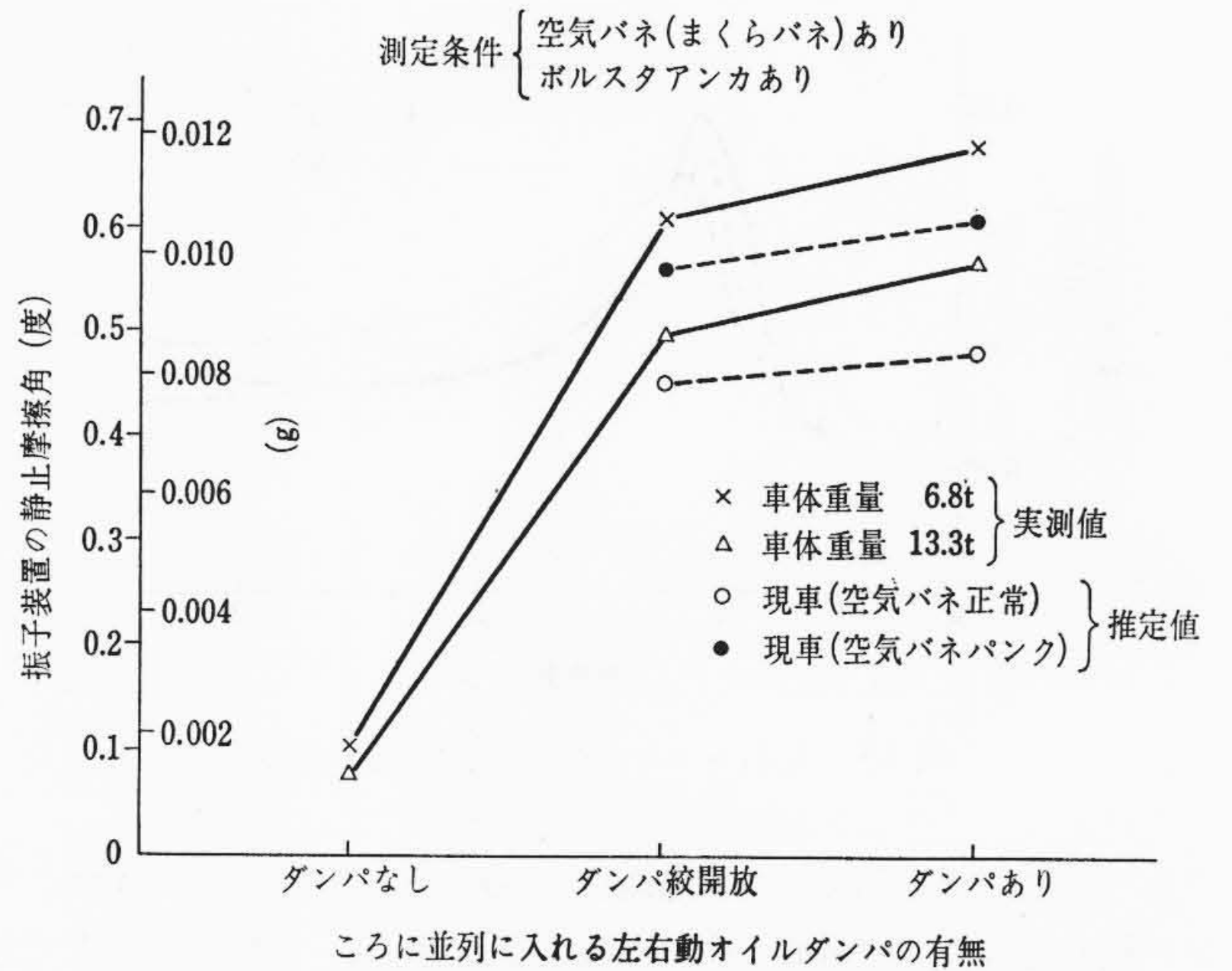


図14 振り子装置の静止摩擦角の試験結果

る線上を中心とした O_c 点付近だけで当たるような構造にして、つばの平均の摩擦半径が小さくなるようにしている。連節台車では別の方式をとっている。

振り子装置の静止摩擦角が大き過ぎるとじゅうぶんに振り子できないことになって、乗りごちを害するおそれもあるので振り子装置の静止摩擦角を定置試験によって求めた。振り子装置の静止摩擦角の試験結果は図14のようになっている。図14において、ダンパなしはころに並列に入れる左右動オイルダンパを取りはずした場合であり、ダンパ絞開放はころに並列に左右動オイルダンパを取り付けてオイルダンパの絞りを開放して減衰力が作用しないようにした場合である。ダンパありはオイルダンパの絞りを締め切って減衰力が作用するような場合である。ころに並列に入れる左右動オイルダンパがない場合は静止摩擦角が非常に小さく、左右動オイルダンパがある場合でも静止摩擦角を車体の左右加速度で示せば $0.01g$ ぐらいになる。荷重の影響を見ると荷重が大きくなれば静止摩擦角は小さくなる傾向にある。曲線における定常的な左右加速度の限界値⁽³⁾は $0.08g$ ぐらいであるので振り子装置の静止摩擦角によって乗りごちが悪くなるということはないものと考えられる。

6. 左右・ローリングと振動試験

ころによる振り子装置を使用しているので左右・ローリングの固有振動数は従来の電車に比べてかなり小さいことになるが、ころがよく動く場合ところがあまり動かない場合では固有振動数がかなり異なる。左右・ローリングの固有振動数を台車走行試験機による試験の条件と同じとして計算によって求めると次のようになる。

ころが大きく動く場合 { 一次 0.234 Hz (上心)
二次 0.591 Hz (下心)

ころがあまり動かない場合 { 一次 0.536 Hz (下心)
二次 1.014 Hz (上心)

ころがあまり動かない場合は固有振動数も大きくなり、従来の電車の値に近づいており、振動のモードも一次が下心で二次が上心になっているので従来の電車と定性的に類似していることになる。ころが大きく動く場合は固有振動数が小さくなっていて、モードも一次と二次が従来の電車に比べて逆になっている。

空車時に近い状態で左右・ローリングの振動試験を行なったが、加振振動数に対する床面の左右加速度は図15のようになっている。試験は $1mm$ 偏心の駆動輪によって $\pm 1mm$ の逆相加振を加えて行なった。ころの動きの大きいのは $1Hz$ ぐらいの加振振動数の点

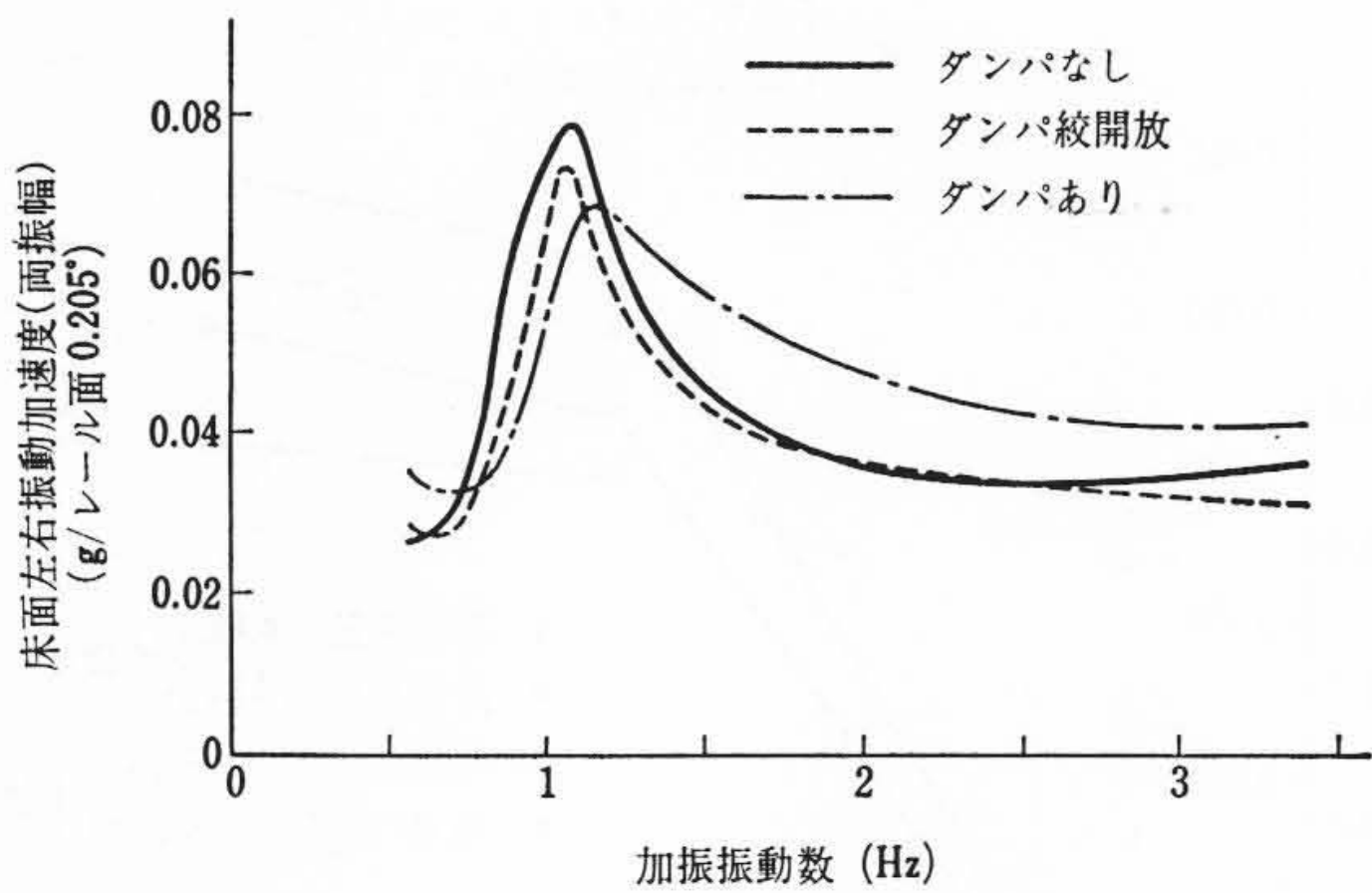


図 15 左右・ローリング振動試験結果

であり、ころの相対変位を両振幅で見るとダンパなしで 20 mm、ダンパ絞開放で 18 mm、ダンパありで 12 mm がそれぞれ最大である。図 15 の結果から見てもころがあまり動かない場合の固有振動数が現われており、振動のモードも 0.5 Hz ぐらいでは下心で、1.0 Hz ぐらいでは上心になっているので、ころがあまり動かない場合に相当する。したがって、加振変位の小さい加振振動時は従来の電車とほとんど同じような振動を行なっていることになる。

台車走行試験機による高速走行試験を第 1 台車によって 120 km/h まで行なったが、試験結果は表 2 のようになっている。ころに並列に入れる左右動オイルダンパがないとだ行動を低速からでも行なっているが、左右動オイルダンパをきかせて空気バネの左右ストッパゴムの間隔を 0 mm にすれば、だ行動を起こしていない。だ行動している場合は上心ローリングであり、だ行動の限界速度付近ではころの相対変位は両振幅で 20 mm を越えていない。すなわち、ころの相対変位は左右・ローリング試験のときの相対変位程度である。だ行動の限界速度付近におけるだ行動による輪軸の左右変位は両振幅で 5 mm ぐらいになっており、速度を上げて輪軸の左右変位が急に発散して大きくなるようなことはなかった。これは N 踏面形状の車輪を使用しているためと思われる。ころによる振り子装置を使用しているため、だ行動が発生しやすくなっているが、軸箱支持装置の支持弾性をよく吟味することや、まくらバネと並列に左右動オイルダンパを入れることにより、だ行動の限界速度を上げることができるものと考えられる。

表 2 台車走行試験機による走行試験結果

まくらバネ左右ストッパゴムのすきま (両振幅 mm)	ころと並列に入れる左右動オイルダンパ	速度 (km/h)	だ行動のあり・なし	左右加速度 (両振幅) (g)	振動数 (Hz)	波長 (m)
20	ダンパなし	40.5	あり ⁽¹⁾	0.035	0.76	15.0
	ダンパ絞開放	56.1	あり	0.048	0.82	19.0
	ダンパあり	87.0	あり	0.022	1.11	22.0
0	ダンパなし	45.1	あり	0.046	0.88	14.2
	ダンパ絞開放	56.3	あり	0.064	0.83	19.0
	ダンパあり	119.5	なし	振幅比 ⁽²⁾ 1.2	1.14	29.1

注：(1) ありのものの速度はだ行動を起し始める限界速度である。

(2) 振幅比は振動波形において最初の振幅と次の振幅の比を求めたものである。

7. 結 言

在高台車を製作するにあたり、検討したことおよび工場内試験によって得られた結果をまとめると次のとおりである。

- (1) 横圧を下げるための方法として台車の回転中心を前後に移動できるように台車回転装置の設置とあわせて、輪軸自動かじ取りの横圧の検討を行なって、速度向上できる見通しを得た。
- (2) 3 車体 4 台車の連節車にしても緩和曲線で静的な内輪輪重抜けが過大にならないという計算結果を得た。
- (3) 振り子装置の抵抗を小さくするため、ころと受のつばを曲面にした。
- (4) 振り子装置の静止摩擦角は 0.01 g ぐらいに過ぎないという定置試験結果を得た。
- (5) 加振変位が小さければ左右・ローリングは従来の電車とあまり差がないという振動試験結果を得た。
- (6) 高速走行試験は台車走行試験機によって、120 km/h まで行なわれたが、左右動オイルダンパを適当に選ぶことによってだ行動を防止できることがわかった。

終わりに終始ご助言いただいた日本国有鉄道車両設計事務所、島主任技師、井沢補佐ならびに関係者のかたがたに深く謝意を表する。

参 考 文 献

- (1) 酒井：JREA, 12, 6067 (昭 44-1)
- (2) 松井、佐藤：JREA, 11, 5566 (昭 43-3)
- (3) 国枝：JREA, 12, 6204 (昭 44-4)



特許 第 517304 号 (特公昭 41-6977 号)

特 許 の 紹 介



平 井 忠 正・徳 山 巍・高 木 武

半 導 体 装 置 の 製 造 方 法

基板表面に保護膜として SiO₂ 膜が設けられているプレーナトランジスタは電気的特性が安定である反面、耐湿性が劣り、寿命の点で問題があった。

この発明はプレーナトランジスタの長所をそこなく長寿命化したもので、その構成はプレーナトランジスタの SiO₂ 膜上に所定厚さの鉛を被着し、しかる後上記 SiO₂ 膜と鉛被着層とを酸化性ふん囲気中で固溶しトランジスタの表面を SiO₂ と PbO との固溶層でおおう半導体装置の製法である。

SiO₂ と PbO との固溶層は SiO₂ 膜に比較して耐湿特性がすぐれたトランジスタの寿命を延ばすことができ、しかも上記固溶層を設けることによって電気的特性の改善、特に I_B-I_C 特性の低レベルにおける直線性が改善される。

図 1~3 はプレーナトランジスタ表面に SiO₂-PbO 固溶層を設け

る過程を示している。表面に SiO₂ 膜 1 をもつプレーナトランジスタ基板 2 の SiO₂ 膜 1 上に鉛 3 を約 500 Å 程度の厚さ蒸着し、引き続き、酸素ふん囲気中で 600°C 1 時間熱処理すると SiO₂-PbO 固溶層 4 が作られる。(志村)

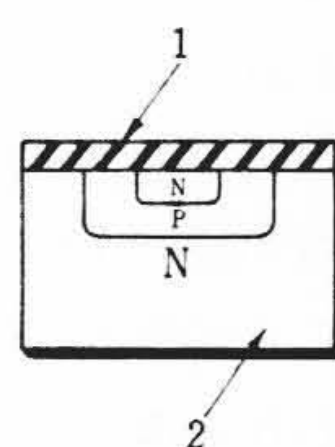


図 1

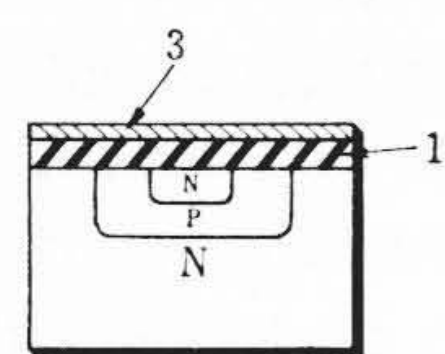


図 2

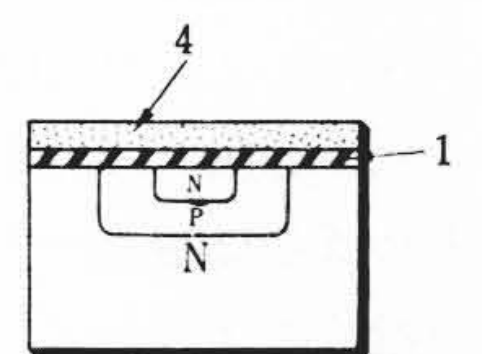


図 3